

# Numerical methods in acoustics: facts, fears, future

# Métodos numéricos en acústica: hechos, miedos, futuro



PACS: 43.20.+g, 07.05.Tp

## Abstract

Numerical procedures, such as the finite element and boundary element methods, are known to be very suitable tools for the investigation of acoustical problems. It turned out, however, that early formulations of these methodologies are rather computer time consuming and therefore not used very often in practical applications. The contribution aims to give an overview of the current possibilities of numerical methods and shows some “facts” of today’s real live applications. Also the “fears” that computer simulations will replace measurements completely, will be addressed by means of representative examples. Finally, it will be discussed how in the “future” modern computations will be performed and which topics will be of particular interest in current research. All methodologies discussed in this contribution are introduced briefly and illustrated by examples which show how the approaches can be used and how accurate they are.

## Introduction

The increasing awareness of comfort amongst passengers of vehicles and aircrafts, the growing demand for acoustically optimized systems, as well as the overall need for noise reduction lead to the necessity of a contin-

*Otto von Estorff,  
Hamburg University of Technology,  
Institute of Modelling and Computation,  
Denickestrasse 17, 21073 Hamburg, Germany;  
estorff@tu-harburg.de*

## Resumen

Los procedimientos numéricos, tales como los métodos de los elementos finitos y de los elementos límite, se consideran unas herramientas muy útiles en el campo de la investigación de los problemas acústicos. Sin embargo, resultó que las formulaciones anteriores a estas metodologías consumían bastante tiempo de ordenador y por lo tanto no se utilizaban muy a menudo en las aplicaciones prácticas. Este artículo pretende aportar una visión general de las posibilidades actuales de los métodos numéricos y muestra algunos “hechos” de las aplicaciones de la vida real de hoy en día. Asimismo, los “miedos” de que las simulaciones por ordenador sustituyan por completo a las mediciones, se presentarán mediante ejemplos representativos. Finalmente, se tratará sobre cómo se llevarán a cabo en el “futuro” los cálculos modernos y qué tópicos serán de especial interés en la investigación actual. Todas las metodologías tratadas en este trabajo tienen una breve introducción y se ilustran mediante ejemplos que muestran cómo se pueden utilizar los planteamientos y qué grado de precisión tienen.

## Introducción

La creciente concienciación del confort entre los pasajeros de vehículos y aviones, la creciente demanda de sistemas optimizados acústicamente, así como la necesidad global de la reducción del ruido llevan a la necesidad de un progreso conti-

uous progress with respect to the development of simulation tools. These must enable the developers of technical systems to predict the vibroacoustic behavior of a component long before its prototype exists.

In order to be able to optimize the acoustics, it is essential to develop numerical tools which enable the vibroacoustic computation across the entire audible frequency range. Moreover, these tools must offer a high flexibility as well as the possibility to model the considered system in all its details.

Even by making use of the enormous computational power available today and by applying highly efficient algorithms, the development of such numerical models is rather difficult, in particular due to the wide frequency range and, in certain cases, the large size of the structures under investigation. Further difficulties may arise from complex material configurations which need to be modeled when investigating the dynamics of advanced components, e.g. light weight sandwich structures.

For the numerical analysis in the lower and medium frequency range, the usage of element based methodologies, such as the *Finite Element Method (FEM)* and the *Boundary Element Method (BEM)*, is quite feasible. However, in order to perform the numerical analysis in the high frequency range, where uncertainties regarding the structural properties and therefore the principle limitations with respect to the modeling accuracy result in a significant effect on the expected dynamical response of the structure, an approach based on the *Statistical Energy Analysis (SEA)* should be employed.

The present paper gives an overview of the methodologies currently available presenting some “facts”. Emphasis is placed on the *FEM* and the *BEM* in the frequency domain, but also *SEA* approaches are addressed briefly. Typical applications have been selected to demonstrate the capabilities but also the limitations of the methods, taking away the “fear” that measurements will not be necessary anymore. Additionally, it is tried to identify some “future” development tendencies.

## Available methodologies

When investigating acoustical problems, mainly discretization methods such as the *finite element method* [1], [5], [7], [15], [17] or the *boundary element method* [3], [9], [17], [19] are applied. Both methodologies are well suited for the investigation of those problems, where the physical behavior of an acoustic medium, e.g. air or wa-

nuo con respecto al desarrollo de las herramientas de simulación. Estas deben permitir a las personas que desarrollan sistemas técnicos predecir el comportamiento vibroacústico de un componente mucho antes de que se desarrolle su prototipo.

Para ser capaz de optimizar la acústica, es preciso desarrollar herramientas numéricas que permitan el cálculo vibroacústico a través de todo el rango de frecuencias audible. Además, estas herramientas deben ofrecer una alta flexibilidad así como la posibilidad de crear un modelo del sistema tratado en toda su extensión.

Incluso utilizando la enorme potencia de cálculo disponible en la actualidad y aplicando algoritmos altamente eficaces, el desarrollo de modelos numéricos de estas características es más bien difícil, especialmente debido al amplio rango de frecuencias y, en determinados casos, al gran tamaño de las estructuras sometidas a investigación. Otras dificultades pueden surgir de las complejas configuraciones de los materiales, que requieren de un modelo cuando se analizan las dinámicas de los componentes avanzados, como por ejemplo, las estructuras sándwich ligeras.

Para el análisis numérico en el rango de frecuencias inferior y medio, el uso de metodologías basadas en los elementos, tales como el *Método de los Elementos Finitos (FEM)* y el *Método de los Elementos Límite (BEM)*, es bastante factible. Sin embargo, para poder realizar el análisis numérico en el rango de frecuencias superior, donde las incertidumbres con respecto a las propiedades estructurales y por lo tanto las limitaciones de principio con respecto a la precisión de un modelo dan como resultado un efecto significativo de la respuesta dinámica esperada de la estructura; se debería utilizar un planteamiento basado en el *Análisis Estadístico de Energía (SEA)*.

Este artículo ofrece una visión general de las metodologías actualmente disponibles presentando algunos “hechos”. Se hace especial hincapié en el *FEM* y en el *BEM* en el dominio de frecuencias, pero también hace brevemente referencia a los planteamientos del *SEA*. Se han escogido las aplicaciones típicas para demostrar las capacidades, pero también las limitaciones de los métodos, despejando el “miedo” de que las mediciones no serán ya necesarias. Adicionalmente, se intentan identificar algunas tendencias de desarrollo “futuras”.

## Metodologías disponibles

Cuando se analizan los problemas acústicos, se aplican principalmente los métodos discretos, tal como el *método de los elementos finitos* [1], [5], [7], [15], [17] o el *método de los elementos límite* [3], [9], [17], [19]. Ambas metodologías se adaptan bien al análisis de estos problemas, donde el comportamiento físico de un medio acústico, por ejem-

ter, can be described by the *Helmholtz* equation. Due to the differences in their formulation, the two approaches have in turn some advantages and drawbacks, which shall be summarized in the following.

At the end of this paragraph also some coupled *FEM/BEM* computations as well as the *SEA* [13] will be considered.

### Finite element method

The finite element method is a domain type methodology which means that the complete three dimensional acoustic domain needs to be discretized using separate elements. For interior problems, e.g. noise reduction inside passenger compartments, this is a well introduced procedure and it is rather straightforward to take into account also absorbing boundary conditions or vibrating surfaces.

In the case of exterior problems, e.g. when the sound radiation of an engine component shall be investigated, waves radiating to infinity are difficult to treat. Since, however, the *FEM* has many advantages compared to other discretization techniques, some researchers started to develop so-called “*Infinite finite elements*” which work quite well [2], [7], [17]. Moreover, transient problems and inhomogeneous acoustical media can be handled in an uncomplicated manner.

The concept of the infinite elements is as follows: First, the vibrating system is surrounded by a closed surface, usually by a sphere or by an ellipsoid. Then the near field between the structure and the enclosing surface (envelope) is modeled with conventional acoustic *finite elements* which are coupled to the infinite elements at the envelope. These elements are formulated in such a way that in one direction the approximation and shape functions are able to account for the sound radiation to infinity. Details may be found in [2], [7], [17].

### Boundary element method

The *boundary element method* belongs to the group of boundary type formulations since only the surface (boundary) of an acoustical fluid needs to be discretized. The basic idea is to express the physical phenomena inside the acoustic medium, for instance the propagation of the sound waves, by physical quantities (sound pressure, sound velocity, potentials) defined at its boundaries. Such a formulation comprises two significant advantages: Compared to a *finite element* discretization the number of degrees of freedom is reduced considerably and the radi-

pló el aire o el agua, se pueden describir mediante la ecuación de *Helmholtz*. Debido a las diferencias en su formulación, los dos planteamientos tienen a su vez algunas ventajas e inconvenientes, que se deben resumir a continuación.

Al final de este capítulo se tendrán en cuenta algunos cálculos acoplados del *FEM/BEM* así como del *SEA*.

### Método de los elementos finitos

El método de los elementos finitos es una metodología del tipo dominio que significa que el dominio completo de la acústica tridimensional se tiene que discretizar utilizando elementos aislados. Para problemas interiores, por ejemplo la reducción del ruido en el interior de los compartimentos para pasajeros, este es un procedimiento bien introducido y es más bien directo para tener en cuenta también las condiciones límite absorbentes o las superficies vibrantes.

En el caso de problemas en el exterior, por ejemplo cuando se debe analizar la radiación acústica del componente de un motor, las ondas que radian al infinito son difíciles de tratar. Sin embargo, dado que el *FEM* presenta muchas ventajas comparado con otras técnicas de discretización, algunos investigadores empezaron a desarrollar los denominados “*elementos finitos infinitos*” que funcionan bastante bien [2], [7], [17]. Además, los problemas transitorios y los medios acústicos no homogéneos se pueden manejar de manera simple.

El concepto de elementos infinitos es el siguiente: en primer lugar, el sistema vibrante está rodeado por una superficie cerrada, generalmente por una esfera o por un elipsoide. Entonces, se hace un modelo del campo cercano entre la estructura y la superficie envolvente (cerramiento) con *elementos finitos* de acústica convencional que se acoplan a los elementos infinitos en el cerramiento. Estos elementos se formulan de tal manera que en una dirección las funciones de aproximación y forma son capaces de tener en cuenta la radiación acústica al infinito. Para más detalles, véanse las referencias [2], [7], [17].

### Método de los elementos límite

El *método de los elementos límite* pertenece al grupo de formulaciones del tipo límite dado que solamente la superficie (límite) de un fluido acústico se tiene que discretizar. La idea básica es la de expresar el fenómeno físico dentro del medio acústico, por ejemplo la propagación de las ondas sonoras, mediante las magnitudes físicas (presión acústica, velocidad acústica, potenciales) definidas en sus límites. Una formulación de estas características comprende dos ventajas significativas: comparado con una discretización de los *elementos finitos*, el número de grados de libertad se reduce considerablemente y la

ation of sound waves to “infinity” is implicitly included in the formulation.

A major drawback of the *BEM* must be seen in the fact that the methodology leads to a fully populated system of equations which needs to be solved [9], [10], [17], [19]. Moreover, the *BEM* is not as popular as the *FEM* and most of the numerical algorithms developed in the past for symmetric and positive definite matrices cannot be used.

### Coupling of *FEM* and *BEM*

To allow numerical investigations of the vibroacoustic behavior of thin walled structures or structures which are in contact with a heavy acoustic fluid, a computer model must be able to take coupling effects between the structure and the fluid into account. In the majority of cases, the structure is modeled using conventional *finite elements*, while the adjacent fluid is represented by a *boundary element* mesh. The coupling of both subsystems results in a coupled system of equations, whose solution leads to the structural behavior under the influence of the fluid as well as to the acoustic pressure inside the acoustic medium [9], [17].

The coupling procedure is of particular importance if sound transmission through a structure needs to be investigated. Here it is possible to directly compute the transmission through a closed structural wall, i.e. an iteration is not needed [9], [17].

### Statistical energy analysis

The *statistical energy analysis* is a powerful method for predicting and analyzing the vibration behavior of coupled fluid-structure systems [13]. Its main use is for complex systems that can be considered as an assemblage of interconnected subsystems which are subjected to high frequency vibration sources. In fact, when such a structure is excited in several different ways by different sources, the *SEA* energy balance equations result in a set of linear equations that can be used to calculate loss factors, coupling loss factors or net energy flows and incoming powers. The major advantage of the *SEA* is its applicability in the high frequency range where the modal density is high and discretization methods like *FEM* and *BEM* cannot be used anymore. However, for mid and low frequencies, where the shapes of the occurring modes and not only their energy contents are of importance, the *SEA* is known to be less reliable.

radiación de las ondas sonoras al “infinito” está implícitamente incluida en la formulación.

Una mayor desventaja del *BEM* se debe al hecho de que la metodología lleva a un sistema totalmente poblado de ecuaciones que se deben resolver [9], [10], [17], [19]. Además, el *BEM* no es tan popular como el *FEM* y la mayoría de algoritmos numéricos desarrollados en el pasado para las matrices definidas simétricas y positivas no se pueden utilizar.

### Acoplamiento del *FEM* y del *BEM*

Para poder realizar los análisis numéricos del comportamiento vibroacústico de las estructuras de paredes finas o de estructuras que están en contacto con un fluido acústico pesado, un modelo de ordenador debe ser capaz de tener en cuenta los efectos de acoplamiento entre la estructura y el fluido. En la mayoría de los casos, se hace un modelo de la estructura utilizando los *elementos finitos*, mientras que el fluido adyacente está representado por una malla de los *elementos límite*. El acoplamiento de ambos subsistemas da como resultado un sistema acoplado de ecuaciones, cuya solución lleva al comportamiento estructural bajo la influencia del fluido así como a la presión acústica dentro del medio acústico [9], [17].

El procedimiento del acoplamiento es de especial importancia si se tiene que investigar la transmisión sonora a través de una estructura. Aquí es posible calcular directamente la transmisión a través de una pared estructural cerrada, es decir, no es necesaria una repetición [9], [17].

### Análisis estadístico de energía

El *análisis estadístico de energía* es un potente método para predecir y analizar el comportamiento de la vibración de los sistemas acoplados fluido-estructura [13]. Su uso principal es para complejos sistemas que se pueden considerar como un ensamblaje de subsistemas interconectados que están sujetos a fuentes de vibración de alta frecuencia. De hecho, cuando se excita una estructura de estas características de varias maneras distintas mediante fuentes diversas, las ecuaciones de balance de la energía del *SEA*, dan por resultado un conjunto de ecuaciones lineales que se pueden utilizar para calcular los factores de pérdida, los factores de pérdidas de acoplamiento o los flujos de energía de red y las potencias entrantes. La principal ventaja del *SEA* es su aplicabilidad en el rango de altas frecuencias donde la densidad modal es elevada y los métodos de discretización como el *FEM* y el *BEM* ya no se pueden utilizar. Sin embargo, para frecuencias medias y bajas, donde las formas de los modos que se suceden y no solo sus contenidos de energía son importantes, el *SEA* es menos fiable.



## Abiertos al futuro profesional

En la Escuela Superior Politécnica de la Universidad Europea de Madrid vas a encontrar las titulaciones más novedosas y más demandadas por el mundo profesional. Recibirás una sólida formación técnica y práctica en las mejores instalaciones para que des un paso definitivo en tu carrera.



Universidad  
Europea  
de Madrid

Laureate International Universities

## Máster Oficial en Acústica Arquitectónica y Medioambiental

- Formamos profesionales de primer nivel en el campo de la acústica arquitectónica, el control de ruido y vibraciones y ruido ambiental.
- Se realizarán prácticas y proyectos de fin de máster en empresas del sector.
- Duración de 60 créditos ECTS, distribuidos de octubre de 2007 a junio de 2008 en horario compatible con la actividad profesional.
- Claustro seleccionado entre las entidades y empresas más representativas del mundo de la acústica.
- Las clases se imparten en las aulas, laboratorios e instalaciones del Campus de Villaviciosa de Odón de la Universidad Europea de Madrid.

Colaboradores:



Escuela Superior Politécnica

[www.uem.es](http://www.uem.es)

Universidad Europea de Madrid. Abiertos al mundo

902 23 23 50

## General procedure

Usually, the starting point of a computational investigation is a CAD model of a sound generating structural surface. By means of special interfaces, the geometrical data are either directly imported in a *finite element* code (e.g. *ABAQUS*, *ANSYS*, *NASTRAN*, *PERMAS*) or in a pre processor (e.g. *IDEAS*, *PATRAN*). In both cases, a *finite element* mesh is generated afterwards, where the overall computational and manual effort to complete this mesh strongly depends on the kind of elements (h-method, p-method) used.

Once the computational model is finished, mostly a *FE* analysis is performed in order to determine the velocities of the vibrating structural surface. Next, these surface results are imported together with the structural mesh in an acoustical computer software (e.g., *SYSNOISE*, *Virtual.Lab*). Here all quantities important for acousticians, such as sound pressure levels, velocities, intensities or radiated power, are calculated. Sometimes also some optimization algorithms are employed to directly seek for the best acoustical solution.

In real life applications, sound radiating systems are often very complex. Therefore, before starting with setting up a computational model, it is strongly recommended to investigate the prototype of an already existing system. Thus, by comparing measurements and computations, a numerical model can be developed which leads to rather reliable results with respect to the overall vibroacoustic behavior of the investigated system. During the course of this very first step, often a detailed investigation of single components and structural parts is needed. As soon as the prototype model and all its components are validated, variants, problems and new developments can be investigated and optimized by computations only. The complete procedure will be explained in more detail by means of an example where the sound radiation of a complete washing machine will be computed and compared to measurements.

## Representative examples

Next, the procedures summarized above will be discussed on the basis of representative examples. It should be mentioned that the objective of this contribution is to provide a general overview of today's possibilities with respect to computational methods in acoustics. Therefore, the examples are not described in all their technical details. These may be taken from the original references given throughout the text.

## Procedimiento general

Generalmente, el punto de partida de un análisis de cálculo es un modelo CAD de una superficie estructural generadora de sonido. Por medio de interfaces especiales, los datos geométricos son, o bien importados directamente en un código de *elementos finitos* (por ejemplo *ABAQUS*, *ANSYS*, *NASTRAN*, *PERMAS*) o bien en un pre procesador (por ejemplo, *IDEAS*, *PATRAN*). En ambos casos, se genera después una malla de *elementos finitos*, donde el cómputo global y el esfuerzo manual para completar esta malla dependen mucho del tipo de elementos (método h, método p) utilizados.

Una vez concluido el modelo de cálculo, generalmente se realiza un análisis *FE* para determinar las velocidades de la superficie estructural de vibración. A continuación, estos resultados de la superficie se importan junto con la malla estructural en un software acústico de un ordenador (por ejemplo, *SYSNOISE*, *Virtual.Lab*). Aquí se calculan todas las magnitudes importantes para los acústicos, tales como los niveles de presión acústica, las velocidades, las intensidades o la potencia radiada. Algunas veces se utilizan también algunos algoritmos de optimización para hallar directamente la mejor solución acústica.

En las aplicaciones de la vida real, los sistemas de radiación sonora son a menudo muy complejos. Por ello, antes de empezar con el ajuste de un modelo de cálculo, se recomienda encarecidamente analizar el prototipo de un sistema ya existente. De este modo, comparando las mediciones y los cálculos, se puede desarrollar un modelo numérico que lleva a resultados bastante fiables con respecto al comportamiento vibroacústico global del sistema sometido a investigación. Durante el transcurso de este primer paso, a menudo se requiere una investigación detallada de los componentes individuales y de las partes estructurales. En cuanto el modelo del prototipo y todos sus componentes estén validados, se pueden analizar y optimizar mediante cálculos únicamente las variantes, los problemas y los nuevos desarrollos. El procedimiento completo se comentará más detalladamente por medio de un ejemplo donde la radiación acústica de una lavadora completa se calculará y comparará con las mediciones.

## Ejemplos representativos

A continuación, se comentarán los procedimientos resumidos anteriormente basándose en ejemplos representativos. Se debería mencionar que el objetivo de esta contribución es el de aportar una visión general de las posibilidades actuales con respecto a los métodos de cálculo en acústica. Por ello, los ejemplos no se describen con todos los detalles técnicos. Estos se pueden sacar de las referencias originales aportadas a lo largo del texto.

### Sound pressure distribution in closed rooms

The sound pressure distribution inside closed rooms, e.g. passenger cabins or vehicle components, is mostly investigated using *finite elements*. In Figure 1 (left) the result of a typical *FE* analysis is shown: the acoustic mode of a passenger compartment. Acoustic modes clearly indicate, at which locations inside the compartment a significant increase of the acoustic pressure has to be expected as soon as the excitation frequency gets close to the respective eigenfrequencies. The calculation of modes is a standard option in the *FEM* and can be seen as an advantage of the *FEM* compared to the *BEM*.

It should be mentioned that also absorbing boundaries can be taken into account. In this case different surface impedances, measured before, e.g., in an impedance tube, can be prescribed at all surfaces of the interior air volume. Thus, an optimized vibroacoustic layout can be determined.

In the case of the passenger car compartment, the highest frequency that may be investigated using *finite elements* is at about 180 Hz. This upper bound is defined by the modal density of the coupled fluid-structure system. If higher frequencies shall be investigated, either *geometrical methodologies* or the *statistical energy analysis* have to be used.

Of course, also the *boundary element method* can be used to model the interior sound pressure distribution. However, since the acoustic fluid is represented only by a discretization of its surfaces, special points, so-called field points, have to be defined. These can be used later on to show the pressure distribution inside the fluid [9], [17]. In Figure 1 (right), four of these field point meshes, also referred to as „visualization surfaces”, are depicted. They were chosen in order to display the acoustic pressure in a cabin section of an aircraft. It should be mentioned that the calculation of the sound pressure at these points is just another evaluation of the governing integral equations and not time consuming at all.

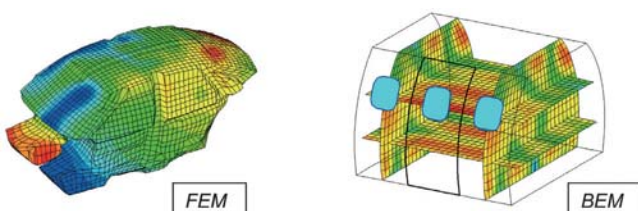


Figure 1.- Sound pressure in a car and in a cabin section of an aircraft

### Distribución de la presión acústica en recintos cerrados

La distribución de la presión acústica dentro de recintos cerrados, por ejemplo, las cabinas de pasajeros o los componentes de vehículos, se analiza por lo general utilizando *elementos finitos*. La Figura 1 (izquierda) muestra el resultado de un análisis *FE* típico: el modo acústico de un compartimento de pasajeros. Los modos acústicos indican claramente en qué localizaciones en el interior del compartimento se debe esperar un aumento significativo de la presión acústica en cuanto la frecuencia de excitación se acerca a las frecuencias propias respectivas. El cálculo de los modos es una opción normalizada en el *FEM* y se puede considerar una ventaja del *FEM* con respecto al *BEM*.

Se debe mencionar que también los límites absorbentes se pueden tener en cuenta. En este caso, diferentes impedancias de superficie, medidas anteriormente, por ejemplo, en un tubo de impedancia, se pueden prescribir en todas las superficies del volumen de aire interior. De este modo, se puede determinar una disposición vibroacústica optimizada.

En el caso del compartimento para pasajeros de un coche, la frecuencia más alta que se puede analizar utilizando los *elementos finitos* es de aproximadamente 180 Hz. Este límite superior se define por medio de la densidad modal del sistema de estructura del fluido acoplado. Si se tienen que analizar frecuencias más altas, se deberán utilizar las *metodologías geométricas* o el *análisis estadístico de energía*.

Por supuesto, también se puede utilizar el *método de los elementos límite* para hacer un modelo de la distribución de la presión acústica interior. Sin embargo, dado que el fluido acústico se representa únicamente mediante una discretización de sus superficies, se tienen que definir puntos especiales, denominados puntos de campo. Estos se podrán utilizar posteriormente para mostrar la distribución de la presión dentro del fluido [9], [17]. En la Figura 1 (derecha), se representan cuatro de estas mallas por puntos de campo, también denominadas “superficies de visualización”. Se escogieron para mostrar la presión acústica en una sección de cabina de un avión. Se debe hacer mención a que el cálculo de la presión acústica en estos puntos es simplemente otra evaluación de las ecuaciones integrales dominantes y que no consumen tiempo en absoluto.

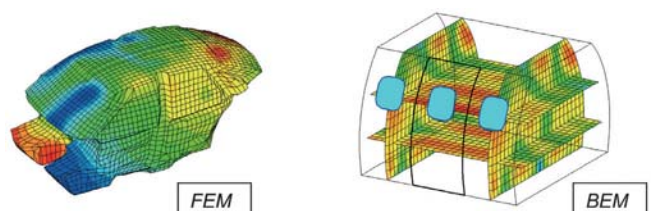


Figura 1. – Presión acústica en un coche y en una sección de cabina de un avión

Sound radiation

In the majority of cases, sound radiation problems are investigated by means of the *boundary element method*, since the energy loss at infinity is implicitly included in the formulation. A typical application is the aircraft fuselage shown in Figure 2. In a first step of the computation, the surfaces of the turbine and the fuselage have been modeled by means of *boundary elements*. This discretization was used afterwards to compute the sound pressure distributions for several frequencies. The objective of such calculations is the prediction and, based on that, the reduction of the noise radiating from the turbines. In particular, also the sound transmission into the cabin needs to be reduced following the demand for more passenger comfort.

The sound pressure distribution in the vicinity of a tire is given in Figure 3. It has been investigated by using *boundary elements* to model the surfaces of the tire and the road. It should be mentioned that the interaction of the tire and the road is of significant importance. Moreover, it is possible to take into account rigid as well as absorbing boundary conditions. The excitation of the tire has been extracted from measurements of the texture of the road [1].

Radiación acústica

En la mayoría de los casos, los problemas de la radiación acústica se analizan por medio de un *método de los elementos límite*, dado que la pérdida de energía en el infinito está implícitamente incluida en la formulación. Una aplicación típica es el fuselaje de un avión que se muestra en la Figura 2. En un primer paso del cálculo, se ha hecho un modelo de las superficies de la turbina y el fuselaje mediante los *elementos límite*. Esta discretización se utilizó posteriormente para calcular las distribuciones de la presión acústica para varias frecuencias. El objetivo de dichos cálculos es la predicción y, en base a eso, la reducción del ruido radiado desde las turbinas. En concreto, también la transmisión acústica dentro de la cabina se debe reducir siguiendo la demanda para un mayor confort de los pasajeros.

En la Figura 3 se muestra la distribución de la presión acústica en las proximidades de un neumático. Esto se ha analizado utilizando *elementos límite* para hacer un modelo de las superficies del neumático y de la carretera. Se debe mencionar que la interacción de la rueda y la carretera tienen una importancia significativa. Además, es posible tener en cuenta condiciones límite tanto rígidas como absorbentes. La excitación del neumático se ha extraído de las mediciones de la textura de la carretera [1].

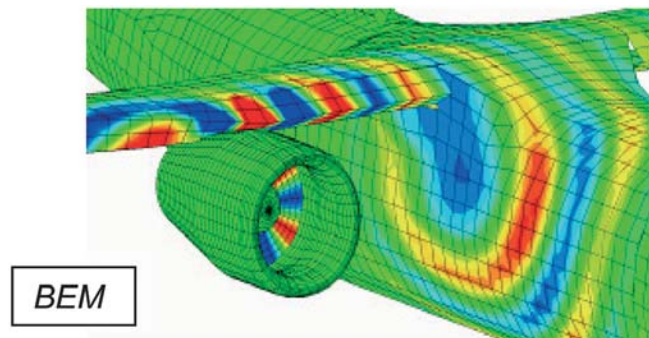


Figure 2.- Sound pressure distribution at the surface of an aircraft section

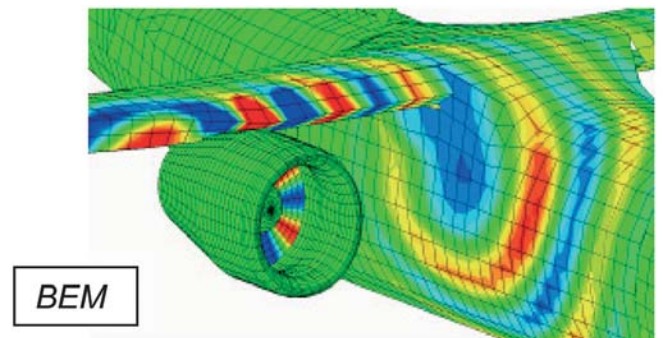


Figura 2. – Distribución de la presión acústica en la superficie de una sección de un avión

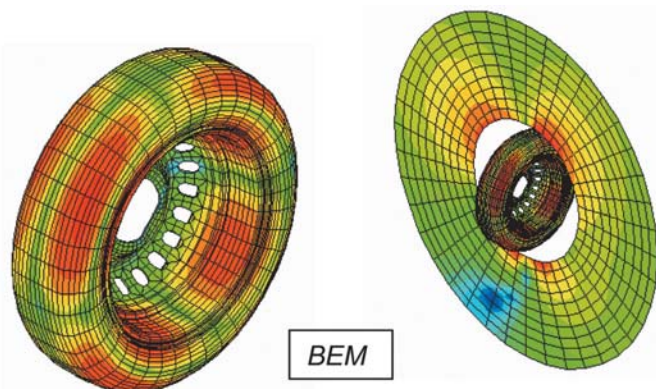


Figure 3.- Sound pressure distribution at the surface and in the vicinity of a tire

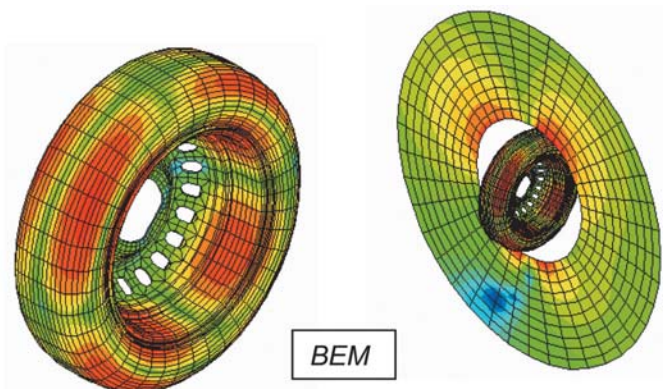


Figura 3. – Distribución de la presión acústica en la superficie y en las proximidades de un neumático



Instead of using *boundary elements* for sound radiation investigations, also *infinite elements* can be used. The vibrating system, i.e. the tire, is first surrounded by a closed surface, usually by a sphere or by an ellipsoid. Then, the near field between the tire and the enclosing surface is modeled by conventional acoustic *finite elements* which are coupled to the *infinite elements* along the enclosing surface. A considerable advantage of infinite elements must be seen in the fact that they can be integrated easily in existing finite element programs. Moreover, the resulting systems of equations can be solved by means of iterative solvers [7]. In Figure 4 the infinite element model of a typical tire is shown.

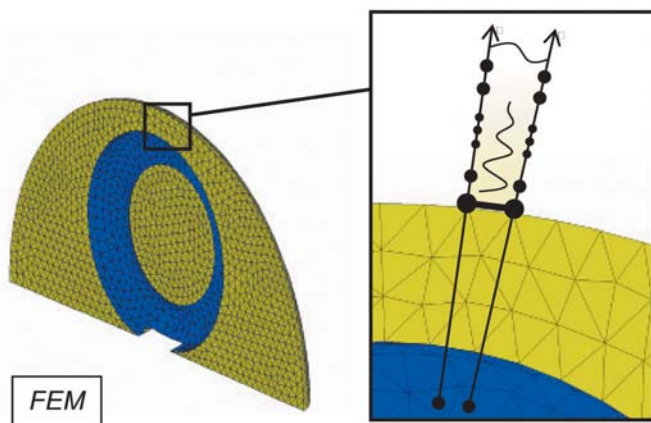


Figure 4.- Discretization of the air around a tire using infinite elements

### Sound transmission

Looking at the discussed features of the numerical methods, one interesting field of application is the sound transmission through walls, panels or windows. In particular, one is interested in the so-called transmission loss which characterizes quite well the vibroacoustic behavior and quality of a wall or panel. In this section, the models of two special wall constructions, namely a honeycomb sandwich plate and an aircraft side wall panel, will be discussed in more detail.

Interior aircraft lining elements often consist of honeycomb sandwich plates. The main advantage of such plates is their low weight in conjunction with a rather high mechanical stiffness [3], [11], [12], [14], [18]. A major drawback, however, is their low sound insulation.

The numerical model to determine the transmission loss of the sandwich plates can be divided into two parts: A finite element model describing the structural behavior

En lugar de utilizar *elementos límite* para las investigaciones de la radiación acústica, también se pueden utilizar los *elementos finitos*. El sistema de vibración, es decir, la rueda, está primero rodeado por una superficie cerrada, generalmente por una esfera o por un elipsoide. A continuación, se ha hecho un modelo del campo cercano entre la rueda y la superficie envolvente por los *elementos finitos* de acústica convencional que están acoplados a los *elementos finitos* a lo largo de la superficie envolvente. Se debe apreciar una ventaja considerable de los elementos finitos en el hecho de que se pueden integrar fácilmente en los programas de los elementos finitos existentes. Además, los sistemas de ecuaciones resultantes se pueden resolver mediante soluciones iterativas [7]. En la Figura 4 se muestra el modelo de los elementos finitos de un neumático típico.

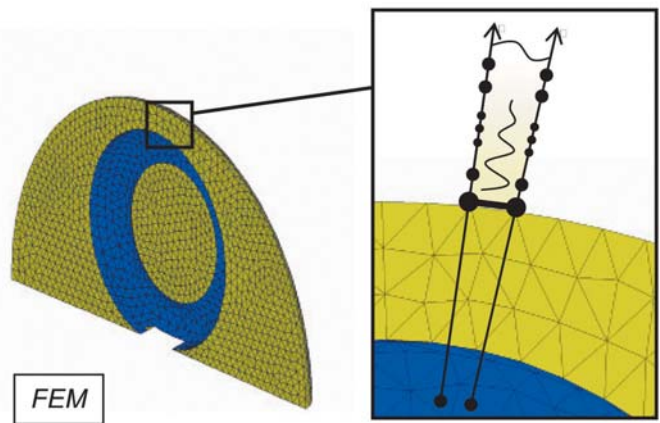


Figura 4. – Discretización del aire alrededor del neumático utilizando elementos finitos

### Transmisión sonora

Si observamos las características expuestas de los métodos numéricos, un campo interesante de aplicación es la transmisión acústica a través de las paredes, los paneles o las ventanas. En concreto, interesa la denominada pérdida por transmisión que caracteriza bastante bien el comportamiento vibroacústico y la calidad de una pared o un panel. En esta sección, se profundizará con más detalle en los modelos de las construcciones de pared especiales, en concreto una plancha sándwich en nido de abeja y un panel de pared lateral de un avión.

Los elementos de revestimiento interiores de un avión a menudo consisten en planchas sándwich en nido de abeja. La principal ventaja de dichas planchas es su poco peso en conjunción con una rigidez mecánica más bien elevada [3], [11], [12], [14], [18]. Sin embargo, un inconveniente mayor es su bajo aislamiento acústico.

El modelo numérico para determinar la pérdida por transmisión de las planchas sándwich se puede dividir en dos partes: Un modelo de los elementos finitos que describe el comporta-

of the honeycomb sandwich plate and a coupled acoustic model, based on the baffled formulation of the boundary element method as suggested by McCulloch [6]. More details can be found in [11].

Two different types of finite elements are used for the two materials of the sandwich plate. The facing material is modeled with linear shell elements. It is assumed that the woven structure of the facing material can be represented by an isotropic material model. The honeycomb core, however, is characterized by showing different properties in different directions. Compared to the skin material, it has a low tensile stiffness in the plane direction, but it is able to transmit high shear forces in the transversal direction. Therefore, the honeycomb core is modeled by linear brick elements, employing an orthotropic material model. Figure 5 shows the *finite element* mesh consisting of 8100 elements.

miento estructural de las planchas sándwich en nido de abeja y un modelo acústico acoplado, basado en la formulación complicada del método de los elementos límite como sugiere McCulloch [6]. En la referencia [11] se pueden encontrar más detalles.

Se utilizan dos tipos de elementos finitos para los dos materiales de la plancha sándwich. Se ha realizado un modelo del material visto con elementos de concha lineales. Se presupone que la estructura trenzada del material visto se puede representar mediante un modelo de material isotrópico. Sin embargo, el núcleo en nido de abeja se caracteriza por mostrar propiedades diferentes en diferentes direcciones. Comparado con los materiales del revestimiento, posee una rigidez tensora baja en la dirección del plano, pero es capaz de transmitir fuerzas de corte elevadas en la dirección transversal. Por lo tanto, el modelo del núcleo perforado se realiza mediante elementos de “ladrillos” lineales, utilizando un modelo de material ortotrópico. La Figura 5 muestra la malla de los *elementos finitos*, compuesto por 8100 elementos.

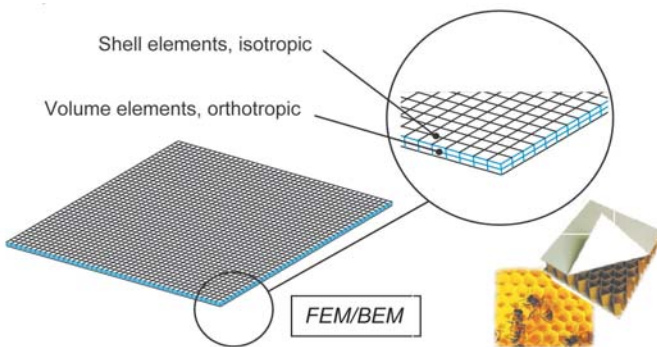


Figure 5.- Structural finite element model of the honeycomb plate

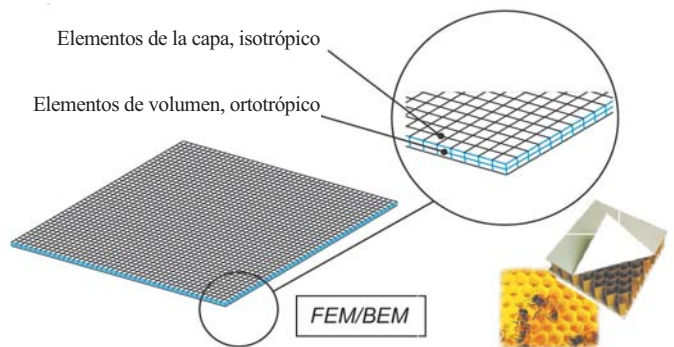


Figura 5 – Modelo de los elementos finitos estructurales de la plancha de nido de abeja

To measure its transmission loss, the honeycomb plate has been installed in a test facility consisting of two rooms, separated by a heavy wall with a rectangular opening (window). The window is the only connection between the two rooms. While the source room is a reverberant chamber, where a diffuse sound field is generated by a random sound source, the receiver room is an anechoic chamber (see Figure 6). The honeycomb plate

Para medir su pérdida por transmisión, la plancha de nido de abeja se ha colocado en una instalación de ensayo que consta de dos recintos, separados por una pared pesada con una abertura rectangular (ventana). La ventana es la única conexión entre los dos recintos. Mientras que el recinto de la fuente es una cámara reverberante, donde se genera un campo sonoro difuso por medio de una fuente de ruido aleatoria, el recinto de recepción es una cámara anecoica (véase Figura 6). El panel se fijó a

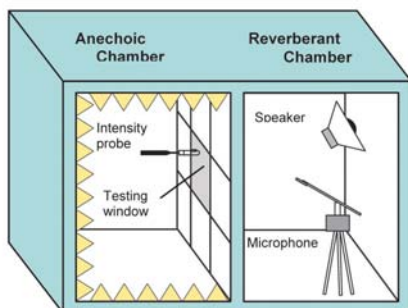


Figure 6.- Anechoic and reverberant chamber to measure the transmission loss

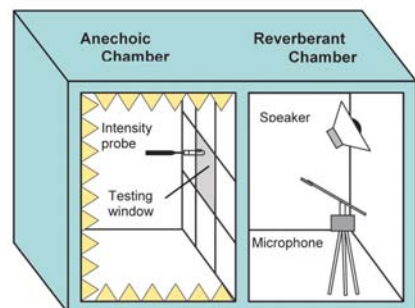


Figura 6 – Cámara anecoica y cámara reverberante para medir la pérdida por transmisión

was fitted into the window and its active sound intensity has been determined. Moreover, in the reverberant room, the sound pressure has been measured. Once these values are known, it is straight forward to determine the transmission loss TL defined, e.g., in [11].

For the calculation of the transmission loss, a coupled *FEM/BEM* model is used. The acoustic model employs a special adaptation of the indirect variational baffled *BEM* which is described in detail in [9], [17]. Figure 7 shows the transmission loss factor obtained by measurements and calculations. It is apparent that, over the whole frequency range considered, the computed results match very well with the measured ones.

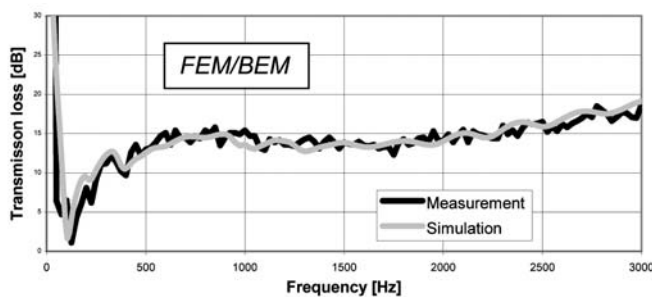


Figure 7.- Measured and computed transmission loss of a honeycomb plate

Recently, the procedure described above also has been applied to more complicated structures, namely to a side wall panel of an aircraft as given in Figure 8 (left). While the *FEM* and the *BEM* have been used in the lower frequency range, *SEA* approaches implemented in the commercial code *AutoSEA* [8] and in the public domain software *OpenSourceSEA* [4], [20] have been employed at higher frequencies. Figure 8 (right) shows a typical *SEA* model where a detailed element discretization is not needed. The measured and computed transmission loss is given in Figure 9. Also in this case, the agreement is excellent. More details are given in [3]



Figure 8.- Side wall panel of an aircraft and its SEA model

la ventana y se determinó su intensidad sonora activa. Además, en la cámara reverberante, se midió la presión sonora. Una vez que se conocen estos valores, se determina directamente la pérdida por transmisión TL definida, por ejemplo, en la referencia [11].

Para el cálculo de la pérdida por transmisión, se utiliza un modelo acoplado *FEM/BEM*. El modelo acústico utiliza una adaptación especial del *BEM* indirecto variacional apantallado que se describe con detalle en las referencias [9], [17]. La Figura 7 muestra el factor de pérdida por transmisión obtenido por medio de las mediciones y los cálculos. Se pone de manifiesto que, sobre el rango de frecuencias total considerado, los resultados calculados casan muy bien con los medidos.

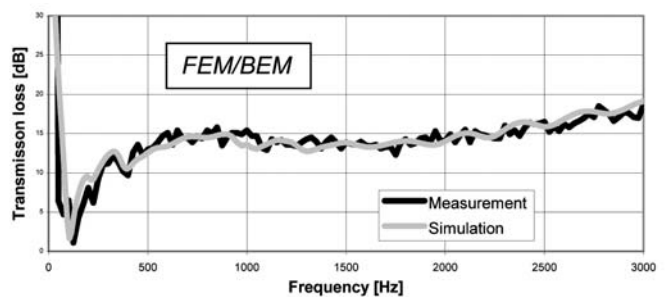


Figura 7 – Pérdida por transmisión medida y calculada de una plancha de nido de abeja

Recientemente, el procedimiento descrito anteriormente también se aplica a estructuras más complejas, específicamente a un panel de pared lateral de un avión según se indica en la Figura 8 (izquierda). Mientras que el *FEM* y el *BEM* se han utilizado en el rango de frecuencias inferior, los planteamientos del *SEA* implementados en el código comercializado *AutoSEA* [8] y en el software de dominio público *OpenSourceSEA* [4], [20] se han utilizado a frecuencias más elevadas. La Figura 8 (derecha) muestra un modelo de *SEA* típico donde no se precisa una discretización detallada del elemento. En la Figura 9 se indica la pérdida por transmisión medida y calculada. También en este caso, la conformidad es excelente. En la referencia [3] se indican más detalles.

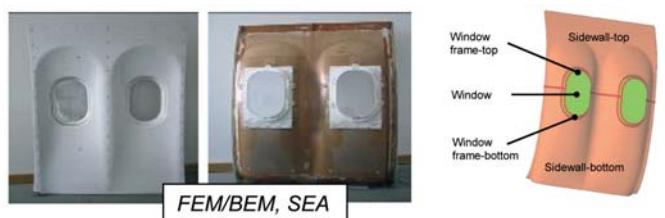


Figura 8. – Panel de pared lateral de un avión y su modelo de SEA

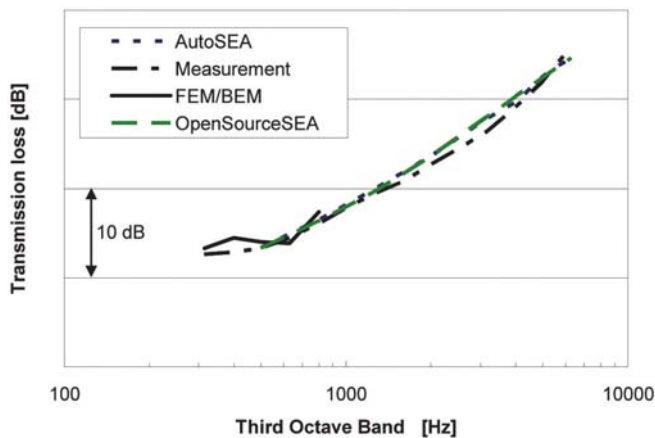


Figure 9.- Measurement and computation of the transmission loss of an aircraft side wall panel

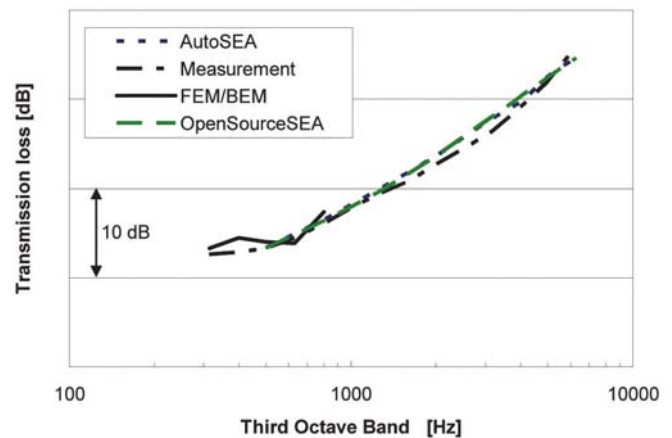


Figura 9. – Medición y cálculo de la pérdida por transmisión de un panel de pared lateral de un avión

### Investigation of complex systems

Due to the continuous improvements of the numerical methods and the fact, that the computer power increases continuously, the investigation of rather complex and realistic systems has become feasible. As a representative example, a complete washing machine will be discussed next. The example will show that even in the case of complicated technical systems a reliable vibroacoustic model can be obtained. One major prerequisite, however, is that there has to be a chance to investigate all the details needed for the overall model later on. The complete investigation is documented in [1].

When starting with the development of a complete vibroacoustic model for the washing machine, a major challenge was the identification of those subsystems which might have an influence on the acoustics. It became clear, that in order to obtain a generally applicable model, different computation procedures had to be combined with measured values. The final numerical model is based on a combination of the conventional *finite element method* to determine structural vibrations, *multi-body-dynamic (MBD) algorithms* to analyze the machine dynamics, and the *boundary element method* to compute the radiated acoustic waves. The dynamic characteristics of single components of the structural model have been specifically investigated by accompanying measurements and it took several steps until the complete model had been assembled.

The major steps and findings can be summarized as follows:

First, measurements of the acoustic pressure have been carried out at several spin-dry speeds of the investigated washing machine. The raw data of six microphones (time

### Análisis de sistemas complejos

Debido a las continuas mejoras en los métodos numéricos y al hecho de que la potencia de los ordenadores aumenta continuamente, el análisis de los sistemas más bien complejos y realistas se ha vuelto factible. Como ejemplo representativo, se comentará una lavadora completa. El ejemplo mostrará que incluso en el caso de sistemas técnicos complicados, se puede obtener un modelo vibroacústico fiable. Sin embargo, un requisito importante es que debe existir la posibilidad de analizar todos los detalles necesarios para el modelo global más adelante. En la referencia [1] se documenta toda la investigación.

A la hora de iniciar el desarrollo de un modelo vibroacústico completo para la lavadora, un reto importante fue la identificación de aquellos subsistemas que pudiesen influir en la acústica. Resultó claro que, para obtener un modelo general aplicable, se debían combinar diferentes procedimientos de cálculo con los valores medidos. El modelo numérico final está basado en una combinación del *método de los elementos finitos* convencionales para determinar las vibraciones estructurales, los *algoritmos multi-body-dinámicos (MBD)* para analizar la dinámica de la lavadora, y el *método de los elementos límite* para calcular las ondas acústicas radiadas. Las características dinámicas de los componentes individuales del modelo estructural se han analizado específicamente por medio de mediciones complementarias y conllevó varias etapas hasta el ensamblaje total del modelo.

Las etapas principales y los hallazgos más importantes se resumen como sigue:

En primer lugar, las mediciones de la presión acústica se han realizado a varias velocidades de centrifugado de la lavadora sometida a investigación. Se analizaron los datos primarios de seis micrófonos (series de tiempos) y se determinaron

series) were analyzed and the characteristic features of the acoustic emission determined. In the course of these studies, it has been realized, for instance, that despite of a harmonical excitation due to an unbalanced drum, the acoustic pressure spectra show a strong poly-harmonical acoustic radiation, caused by poly-harmonical vibrations of the washing aggregate. Such a response to a harmonical excitation is usually caused by strong nonlinearities within the system, for which in this case the suspension system (springs and dampers) is responsible.

Second, the inputs of the single components of the washing aggregate (engine, leach tank, pump, and side panels) have been determined by means of a spectral analysis of the obtained signals. Of course, the determined contributions of the single components depend on the frequency.

Third, the dynamic behavior of the absorbers had to be investigated. Each of the dampers was fixed with one end at a rigid wall by a DMS-force sensor and the damper piston was excited by an electromagnetic shaker, see Figure 10 (left). The exciter has been controlled by a signal generator through a power amplifier, and the amplitude as well as the frequency of the excitation power could be controlled. The acceleration of the oscillating clamp of the exciter has been measured with an accelerometer. The measurements have been carried out at small (approx. 1 mm) and large (2-8 mm) piston amplitudes for those excitation frequencies which correspond to the spin-dry speed. As expected, the behavior was very different [1], a fact that had to be taken into account within the numerical model.



Figure 10.- Measurement of damping characteristics and impedances

In the fourth step, a parameter determination for the acoustic model had to be performed. By means of an impedance tube, see Figure 10 (right), characteristic data of various fleece mats, which are applied inside of the investigated washing machine, have been determined. These cotton mats are important for the acoustic insulation of the washing machine and had to be considered in the acoustic model correspondingly. It has been shown that the absorption coefficient of a coated wall can be

las características de la emisión acústica. En el transcurso de estos estudios se observó, por ejemplo, que a pesar de una excitación armónica producida por un tambor no equilibrado, los espectros de la presión acústica muestran una fuerte radiación acústica poli-armónica, producida por las vibraciones poli-armónicas del conjunto de lavado. Una respuesta de estas características a una excitación armónica está generalmente producida por fuertes no-linealidades dentro del sistema, para las que en este caso el sistema de suspensión (muelles y amortiguadores) es el responsable.

En segundo lugar, las entradas de los componentes individuales del conjunto de lavado (motor, tanque de lixiviación, bomba, y paneles laterales) se han determinado por medio de un análisis espectral de las señales obtenidas. Por supuesto, las contribuciones determinadas de los componentes individuales dependen de la frecuencia.

En tercer lugar, se debe estudiar el comportamiento dinámico de los absorbedores. Cada uno de los amortiguadores se fijó por un extremo a una pared rígida mediante un sensor de fuerza DMS y el pistón del amortiguador se excitó mediante un agitador electromagnético, véase Figura 10 (izquierda). El excitador se controló mediante un generador de señal a través de un amplificador de potencia, y la amplitud así como la frecuencia de la potencia de excitación se pudo controlar. La aceleración de la abrazadera oscilante del excitador se midió con un acelerómetro. Las mediciones se realizaron en unas amplitudes pequeñas del pistón (aprox. 1 mm) y grandes (2-8 mm) para aquellas frecuencias de excitación que corresponden a la velocidad de centrifugado. Tal y como se esperaba, el comportamiento fue muy diferente [1], un hecho que se debe tener en cuenta dentro del modelo numérico.



Figura 10 – Medición de las características del amortiguamiento e impedancias

En el cuarto paso, se debía llevar a cabo una determinación del parámetro para el modelo acústico. Mediante un tubo de impedancia, véase Figura 10 (derecha), se determinaron los datos característicos de varios trozos de fieltro, que se aplican dentro de la lavadora sometida a investigación. Estos fieltros de algodón son importantes para el aislamiento acústico de la lavadora y se deben tener en cuenta en el modelo acústico que corresponda. Se ha demostrado que el coeficiente de absorción de una pared revestida puede

changed significantly by means of cotton fleece mats of different thicknesses.

Finally, based on the preparing measurements, a non-linear dynamic model of the washing machine had to be developed, in particular to take into account the transient loading characteristics of the machine. This is based on an *elastic multi-body-dynamics (EMBD)* model, where a flexible *FE* structure is integrated in a *multi-body-dynamics* simulation. In particular, the coupled vibrations of the rigid aggregate and the flexible case of the machine are linked by an orthogonal Craig-Bampton modal basis [1].

Additionally, the Craig-Bampton orthogonal modes should be computed for all elastic structures of the system. The integration of the elastic body structure in the *MBD* model is depicted in Figure 11.

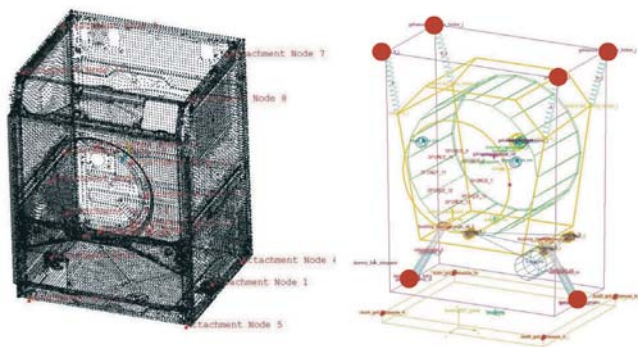


Figure 11.- Integration of the elastic body structure in the MBD simulation

In order to transfer the simulation results of the dynamic model into the acoustic models, a numerical interface has been developed. This directly allows, for instance, the creation of the modal matrix in a form that can be transferred into the acoustic mesh as well as the determination of the eigenvectors of the dynamic model, projected onto the acoustic mesh. Furthermore, the complex amplitudes of the surface velocities are determined at the nodes of the acoustic mesh at those frequencies, at which the acoustic propagation shall be computed. Note that these data are used as input values, which incorporate the motion of the sound radiating surfaces into the acoustic model of the washing machine.

The computational investigation of the acoustic radiation is carried out by using the *indirect boundary element method*, which allows - contrary to the *direct BEM* - also to compute structures with free edges as well as branched surfaces.

cambiar de forma significativa con fieltros blandos de algodón de diferentes espesores.

Finalmente, basado en las mediciones preparatorias, se tuvo que desarrollar un modelo dinámico no lineal de la lavadora, en concreto para tener en cuenta las características de carga transitorias de la lavadora. Esto está basado en un modelo *dinámico multi-cuerpo elástico (MBDE)*, donde una estructura *FE* flexible está integrada en una simulación *dinámica multi-cuerpo*. En concreto, las vibraciones acopladas de las partes rígidas y el armazón flexible de la lavadora están unidas mediante una base modal ortogonal Craig-Bampton [1].

Adicionalmente, los modos ortogonales Craig-Bampton se deberían calcular para todas las estructuras elásticas del sistema. La integración de la estructura del cuerpo elástico en el modelo *MBD* está representada en la Figura 11.

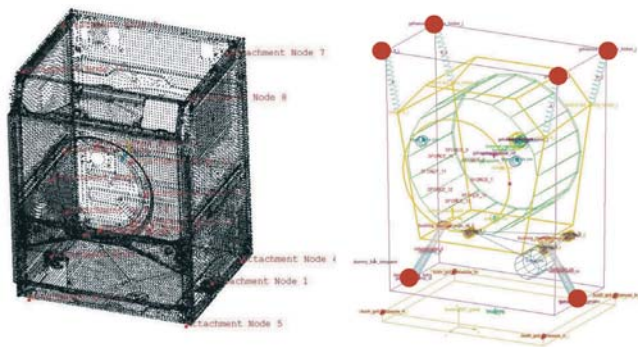


Figura 11. – Integración de la estructura del cuerpo elástico en la simulación del MBD

Para transferir los resultados de simulación del modelo dinámico en los modelos acústicos, se ha desarrollado un interfaz numérico. Esto permite directamente, por ejemplo, la creación de la matriz modal en una forma que se puede transferir a la malla acústica así como la determinación de los vectores propios del modelo dinámico, proyectado a la malla acústica. Además, las amplitudes complejas de las velocidades de superficie se determinan en los nodos de la malla acústica a aquellas frecuencias a las que se debe calcular la propagación acústica. Nótese que estos datos se utilizan como valores de entrada, que incorporan el movimiento de las superficies de radiación sonora en el modelo acústico de la lavadora.

El análisis de cálculo de la radiación acústica se realiza utilizando el *método de los elementos límite indirectos*, que permite – contrariamente al *BEM directo* – calcular también estructuras con bordes libres así como superficies ramificadas.

Based on the structural CAD mesh of the washing machine, the boundary element mesh has to be developed as a pure surface mesh (see Figure 12). This includes a reduction of the degrees of freedom by eliminating small structural details, which certainly have an influence on the dynamic behavior of the washing machine, but do not effect its acoustic radiation. Further details are given in [1].

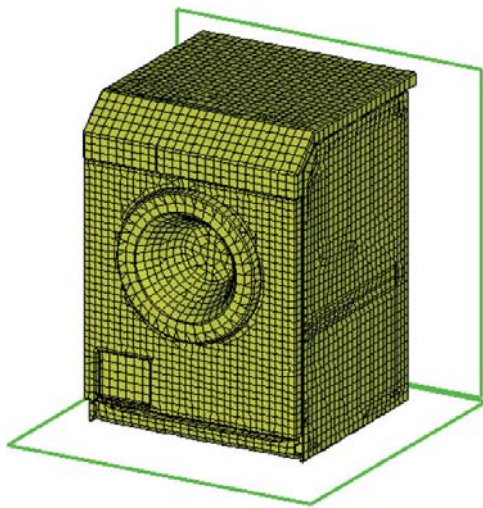


Figure 12.- MBD/FEM/BEM model of a washing machine

During the measurements, the washing machine has been placed on a rigid floor in front of a reverberant wall. Floor and wall have been modeled by means of so-called “symmetry plane conditions”, especially provided for such [17] and marked with squares. The remaining walls of the test chamber were fully absorbing, which means that there was no need to model them.

On the inner walls of the computational machine model, admittance boundary conditions have been defined according to the distribution of the mats of cotton fleec.

In order to evaluate the computational results in front of the washing machine, six field points have been defined. Their positions correspond to the positions of the microphones during the sound pressure measurement. To get information about the overall noise which is radiated by the washing machine, the locally determined acoustic pressures can be converted into the acoustic power by means of a standardized approximation formula. This conversion formula is given by the standard EN 60704-1, which was also used to determine the positions of the six field points (microphone positions) needed [1].

Figure 13 shows the third octave bands of the measured and computed radiated power of the complete

Basado en la malla CAD estructural de la lavadora, la malla del elemento límite se tiene que desarrollar como una malla de superficie pura (véase Figura 12). Esto incluye una reducción de los grados de libertad eliminando pequeños detalles estructurales, que ciertamente ejercen una influencia en el comportamiento dinámico de la lavadora, pero no afectan a su radiación acústica. En la referencia [1] se especifican más detalles.

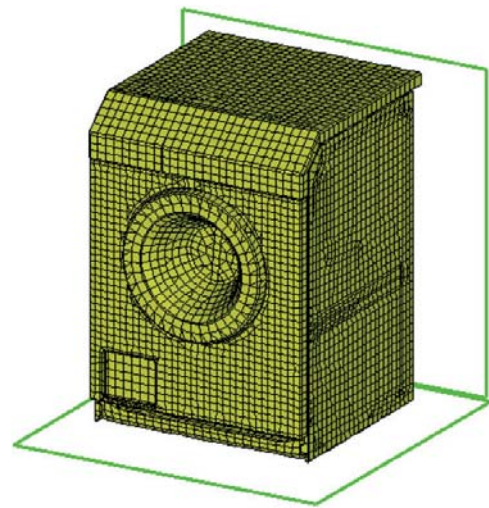


Figura 12. – Modelo MBD/FEM/BEM de una lavadora

Durante las mediciones, la lavadora se ha colocado sobre un suelo rígido en frente de una pared reverberante. Se ha realizado un modelo del suelo y la pared por medio de las denominadas “condiciones del plano de simetría”, especialmente dispuestos para ello [17] y marcados con cuadrados. Las paredes restantes de la cámara de ensayo eran totalmente absorbentes, lo que significa que no había necesidad de hacer modelos.

En las paredes interiores del modelo de cálculo de la lavadora, las condiciones límite de admisión se han definido de acuerdo con la distribución de los amortiguadores de fieltro de algodón.

Para evaluar los resultados del cálculo frente a la lavadora, se han definido seis puntos de campo. Sus posiciones corresponden a las posiciones de los micrófonos durante la medición de la presión sonora. Para obtener información acerca del ruido global radiado por la lavadora, las presiones acústicas determinadas se pueden convertir en la potencia acústica por medio de una fórmula de aproximación normalizada. Esta fórmula de conversión viene dada por la norma EN 60704-1, que también se ha utilizado para determinar las posiciones de los seis puntos de campo (posiciones de micrófono) requeridas [1].

La Figura 13 muestra las bandas de un tercio de octava de la potencia radiada medida y calculada de toda la lavadora. En el rango de frecuencias total tratado, el acuerdo es

washing machine. In the whole frequency range considered, the agreement is excellent. The largest difference of just under 3 dB appears in the 400 Hz third octave band. In the majority of frequencies it is considerably smaller.

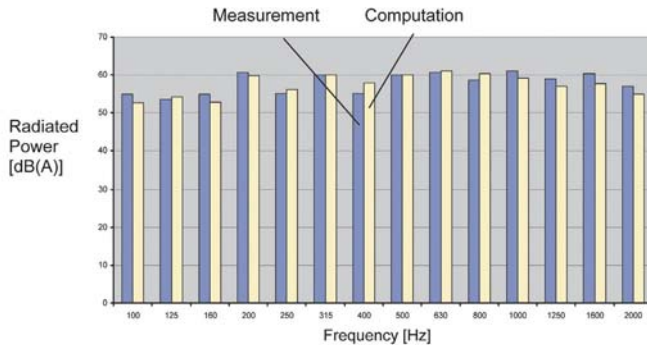


Figure 13.- Comparison of measured and computed sound power

## Future developments

Looking at today's developments, a clear trend towards making numerical computations faster [10] and easier to handle [17] can be observed. Having these overall objectives in mind, the following aspects might be of interest in the future:

- Completion of the existing numerical methods, e.g., with respect to the time domain
- Seeking for alternative solution strategies, such as iterative procedures, multigrid approaches, multipole formulations, and multi frequency algorithms
- Combination of existing methodologies (hybrid formulations) and usage of efficient substructure techniques
- Further development of mesh free formulations
- Simplification of computational models without losing the required overall accuracy
- Usage of improved optimization techniques
- Development of system-oriented computation strategies with an automatic discretization and choice of the best suited methodology based on the CAD model.

In addition to the aforementioned activities, researchers are very concerned with the development of algorithms to bridge the so-called "mid frequency gap".

óptimo. La diferencia más grande de justamente menos de 3 dB aparece en la banda de un tercio de octava de 400 Hz. En la mayoría de frecuencias es considerablemente más pequeña.

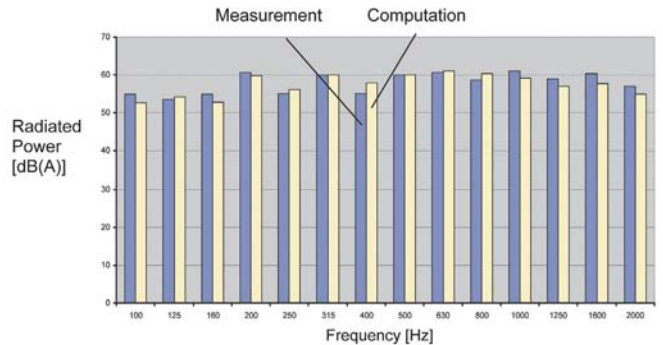


Figura 13. – Comparación de la potencia acústica medida y calculada

## Desarrollos futuros

Si miramos los desarrollos de hoy en día, se puede observar una clara tendencia hacia la realización de cálculos más rápidos [10] y más fáciles de manejar [17]. Teniendo todos estos objetivos globales en mente, los siguientes aspectos pueden ser de interés en el futuro:

- Completar los métodos numéricos existentes, por ejemplo con respecto al dominio del tiempo
- Búsqueda de estrategias de solución alternativa, tales como los procedimientos iterativos, planteamientos multi-rejilla, formulaciones multipolares y algoritmos multifrecuencia
- Combinación de las metodologías existentes (formulaciones híbridas) y uso de técnicas de sub-estructura eficientes
- Desarrollos adicionales de formulaciones de malla libre
- Simplificación de los modelos de cálculo sin perder la precisión global requerida
- Uso de técnicas de optimización mejoradas
- Desarrollo de estrategias de cálculo orientadas al sistema con una discretización automática y elección de la metodología más adecuada basada en el modelo CAD.

Además de las actividades anteriormente citadas, los investigadores están muy interesados en el desarrollo de algoritmos para tender un puente sobre el denominado "hueco de frecuen-



This is the frequency range between the low frequencies, where *FEM* and *BEM* can be applied, and the higher frequencies, where the usage of the *SEA* is recommended. More details can be found, for instance, in [16], [21], [22], [23].

## Conclusions

- The objective of the present contribution was to give an overview of standard numerical methods in acoustics and to discuss their accuracy and applicability by means of representative examples. The following conclusions could be drawn (*facts*):
- *FEM* and *BEM* are well suited to handle rather complex acoustic as well as vibroacoustic problems.
- Often, the *FEM* is employed for interior problems. In combination with infinite elements, however, it can be also used to investigate sound radiation phenomena. The solution of the resulting system of equations can be obtained efficiently by iterative solvers.
- The *BEM* is mainly used to consider sound radiation problems, but it is also applicable in interior acoustics. The method is known to be highly flexible and also well suited to compute the transmission loss of walls or panels.
- Comparison between measurements and computations show that the numerical methods are sufficiently accurate. It is extremely important, however, to ensure a reliable input to the acoustic models. This means that the structural behavior has to be validated as well.
- Measurements are of particular importance not only if it comes to the validation of new algorithms, but also if very sophisticated mechanical systems shall be considered. In particular, if a new model is assembled, critical components and later on the complete system should be investigated by measurements in order to make sure that all necessary details have been taken into account in a proper way and to gain experiences with the new configuration. Based on these activities, modifications and further developments of the modeled system can be simulated without the necessity to measure in parallel.

It should be pointed out that there is no reason to be afraid that in the future all measurements will disappear

cias medias". Este es el rango de frecuencias entre las bajas frecuencias, donde se pueden aplicar el *FEM* y el *BEM*, y las frecuencias más altas, donde se recomienda el uso del *SEA*. Por ejemplo, se pueden encontrar más detalles en las referencias [16], [21], [22], [23].

## Conclusiones

- El objetivo de este artículo es el de dar una visión general de los métodos numéricos normalizados en acústica y el de tratar sobre su precisión y aplicabilidad por medio de ejemplos representativos. Se podrían sacar las siguientes conclusiones (*hechos*):
- El *FEM* y el *BEM* cuadran bien para manejar la acústica relativamente compleja así como los problemas vibroacústicos.
- A menudo, el *FEM* se utiliza para problemas de interiores. Sin embargo, en combinación con los elementos infinitos, también se puede utilizar para investigar los fenómenos de la radiación sonora. La solución del sistema resultante de ecuaciones se puede obtener de forma eficaz por medio de solucionadores iterativos.
- el *BEM* se utiliza principalmente para tratar los problemas de la radiación sonora, pero también es aplicable en la acústica interna. El método es conocido por ser altamente flexible y también muy adecuado para calcular la pérdida por transmisión de paredes y paneles.
- La comparación entre las mediciones y los cálculos muestra que los métodos numéricos son lo suficientemente precisos. Sin embargo, es muy importante garantizar una entrada fiable a los modelos acústicos. Esto significa que el comportamiento estructural también se tiene que validar.
- Las mediciones son de especial importancia no solo si se llega a la validación de nuevos algoritmos, sino también si se tratan sistemas mecánicos muy sofisticados. En concreto, si se ensambla un nuevo modelo, los componentes críticos y posteriormente el sistema entero se deberían investigar mediante mediciones para asegurarse de que todos los detalles necesarios se han tenido en cuenta de forma adecuada y para obtener experiencias con la nueva configuración. Basado en estas actividades, las modificaciones y los posteriores desarrollos de los sistemas con modelos se pueden simular sin necesidad de medir en paralelo.

Se debería destacar que no existe razón alguna para asustarse de que en el futuro desaparecerán todas las

(*fear*). Only the combination of measurements and computations will lead to an efficient and successful technical design.

The computational methods discussed above are already used extensively in many industrial applications. Nevertheless, the development of more efficient algorithms will be a continuous effort of all researchers. Moreover, further improvements of the overall solution process with respect to handling will be needed. It should be aimed to get closer to the dream of the user just to read a CAD model into his acoustic software, add some excitations, and obtain the solution of the corresponding acoustical problem within seconds (*future*).

It should be mentioned that most of the computations have been conducted using the acoustic software SYS-NOISE [17].

## Acknowledgement

Parts of the investigations have been provided by LMS International, Leuven, and NOVICOS GmbH, Hamburg. The support of these companies is gratefully acknowledged.

## References: - Referencias

- [1] H-W. Beckmann, R. Draier, O. v. Estorff, K. Klamt, M. Markiewicz, O. Zaleski: Modellierung eines Waschautomaten für vibroakustische Untersuchungen. CAD-FEM Users' Meeting, Dresden, Germany (2004)
- [2] M. Brinkmeier, U. Nackenhorst, O. v. Estorff, S. Petersen, J. Biermann: Simulation and Analysis of Tire Road Noise Using a Finite Element Approach. EuroNoise 2006 Conference, Tampere, Finland (2006)
- [3] S. Callsen, O. von Estorff, W. Gleine, S. Lippert: Numerical Modelling of the Vibroacoustic Behaviour of Aircraft Cabin Components and Verification with Measurement Data. Int. Workshop on Aircraft System Technologies AST 2007, Hamburg, Germany (2007)
- [4] S. Callsen, O. von Estorff, A. Peiffer: Sound Transmission Loss Calculations of Different Structural Subsystems Using "OpenSourceSEA". ISMA Conference, Leuven, Belgium (2006)

mediciones (*miedos*). Solo la combinación de mediciones y cálculos llevará a un diseño técnico de éxito y eficaz.

Los métodos de cálculo expuestos anteriormente se utilizan actualmente de forma extensa en muchas aplicaciones industriales. No obstante, el desarrollo de algoritmos más efectivos será un esfuerzo continuo para todos los investigadores. Además, serán necesarias las mejoras posteriores del proceso de solución global con respecto a su uso. Se debería pretender acercarse al sueño del usuario de simplemente leer un modelo CAD dentro de un software acústico, añadir algunas excitaciones y obtener la solución del problema acústico correspondiente en segundos (*futuro*).

Se debería mencionar que la mayoría de los cálculos se han realizado utilizando el software de acústica SYS-NOISE [17].

## Agradecimientos

Partes de las investigaciones han sido aportadas por LMS International, Leuven, y NOVICOS GMBH, Hamburg. El apoyo de estas empresas se reconoce con agradecimiento.

- [5] L. Cremers, K.R. Fyfe, J.P. Coyette: A Variable Order Infinite Acoustic Wave Envelope Element. J. of Sound and Vibration **171** (1994) 483-508
- [6] C.F. McCulloch, C. Lecomte, L. Cremers, P. Guisset: Numerical Modelling of the Acoustic Transparency of Window Structures. 6th ICSV, Copenhagen, Denmark (1999)
- [7] D. Dreyer, S. Petersen, O. v. Estorff: Effectiveness and Robustness of Improved Infinite Elements for Exterior Acoustics. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering **195** (2006) 3591-3607
- [8] ESI Group, AutoSEA2 User's guide (2004)
- [9] O. v. Estorff (Editor): Boundary Elements in Acoustics, Advances & Applications. WIT Press, Southampton (2000)
- [10] O. v. Estorff: Efforts to Reduce Computation Time in Numerical Acoustics – an Overview. Acta Acustica **89** (2003) 1-13

- [11] O. v. Estorff, M. Wandel: Numerical Modelling of Sound Transmission Loss of Interior Aircraft Lining Elements. 10th ICSV, Stockholm, Sweden (2003)
- [12] F.W. Grosveld, R.D. Buehrle, J.H. Robinson: Structural and Acoustical Numerical Modeling of a Curved Composite Honeycomb Panel. 7th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Maastricht, The Netherlands (2001)
- [13] M. Heckl, M. Lewit: Statistical Energy Analysis as a Tool for Quantifying Sound and Vibration Transmission Paths. Philosophical Transactions: Physical Sciences and Engineering **346**, No. **1681**, Statistical Energy Analysis (1994) 449-46
- [14] W.C. Huang, C.F. Ng: Sound Insulation Improvement using Honeycomb Sandwich Panels. Applied Acoustics **53** (1998), 163-177
- [15] F. Ihlenburg: Finite Element Analysis of Acoustic Scattering. Appl. Math. Sciences 132, Springer, New York (1998)
- [16] F. Ihlenburg: The medium-frequency range in computational acoustics: Practical and numerical aspects. Journal of Computational Acoustics **11** (2003) 175-193
- [17] LMS International: SYSNOISE Rev 5.6, User's Manual. Leuven, Belgium (2005)
- [18] E. Nilsson: Modelling the Acoustic and Dynamic Properties of Honeycomb Panels. 6th ICSV, Copenhagen, Denmark (1999)
- [19] M. Ochmann, S. Makarov: Ein iteratives Randelementverfahren zur Berechnung der hochfrequenten Schallstreuung an dreidimensionalen Strukturen. DAGA 98 Conference, Zurich, Switzerland (1998)
- [20] *OpenSourceSEA* interest community, URL: <http://opensea.mub.tu-harburg.de/>
- [21] P.J. Shorter, B.K. Gardner, P.G. Bremner: A hybrid method for full spectrum noise and vibration prediction. Journal of Computational Acoustics **11** (2003) 323-338
- [22] R. Stryczek, A. Kropp, S. Wegner, F. Ihlenburg: Vibro-acoustic computations in the mid-frequency range: Efficiency, evaluation, and validation. ISMA Conference, Leuven, Belgium (2004)
- [23] B. Van Hal, W. Desmet, D. Vandepitte, P. Sas: Hybrid Finite Element - Wave Based Method for acoustic problems. Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences **10** (2003) 479-494

From hearing instruments and hearing protectors to headset and telephone testing, G.R.A.S. Sound & Vibration offers the most extensive range of couplers and acoustic test fixtures in today's market of electroacoustic testing. As always, we have a solution to meet your demands and budget.

## **COUPLERS AND TEST FIXTURES**

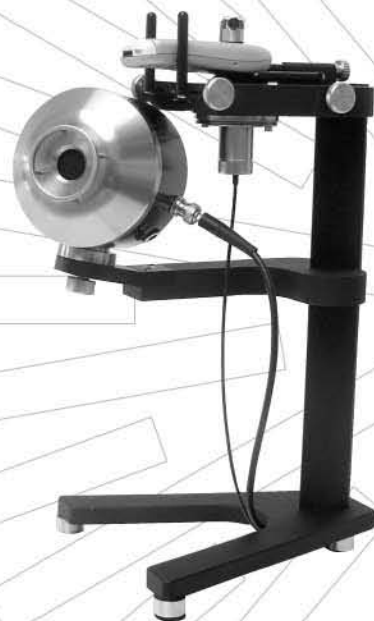


### **Hearing-protector Test Fixture Type 45CA**

For standardized testing of ear-muffs according to ISO 4868-3. With option for the IEC 60318 ear simulator for headset testing or the IEC 60711 coupler for headset or ear-plug testing.

### **Telephone Test Head Type 45AA**

Laboratory test stand for testing telephone handsets in accordance with ITU-T recommendations. Complies with ITU-T Rec. P.57 Type 1 and Type 3.2 simplified pinna simulators and the ITU-T Rec. P.51 Artificial Mouth.



### **KEMAR® Manikin Type 45BA**

The Head and Torso Simulator for in-situ anthropomorphic testing of hearing instruments, earphones, headsets and binaural sound recordings. Pinnae options: small, large and large VA-style. Meets the requirements of ANSI S3.36/ASA58-1985.

G.R.A.S. Sound & Vibration A/S  
Skovlytoften 33  
2840 Holte · Denmark  
Tel.: +45 4566 4046 · Fax: +45 4566 4047  
E-mail: gras@gras.dk · www.gras.dk

**G.R.A.S.**  
SOUND & VIBRATION